

⑬ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 198 20 622 A 1**

⑤ Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 04 C 2/16**  
F 04 C 18/16  
F 04 C 29/04

⑲ Aktenzeichen: 198 20 622.4  
⑳ Anmeldetag: 9. 5. 98  
㉑ Offenlegungstag: 11. 11. 99

DE 198 20 622 A 1

⑦① Anmelder:  
Frieden, Peter, Dipl.-Ing., 50374 Erftstadt, DE

⑦② Erfinder:  
gleich Anmelder

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:

DE-PS 6 09 405  
DE-AS 10 79 462  
DE 195 22 559 A1  
DE 195 13 380 A1  
DE 44 03 647 A1  
DE 43 18 707 A1  
DE 35 46 411 A1  
DE 24 57 783 A1  
AT 3 63 164  
US 53 48 448 A  
US 46 84 335  
EP 06 97 523 A2  
EP 05 97 732 A1  
WO 94 09 275 A1  
WO 91 18 206 A1

DE-AN: B 29182 Ia/59e v. 16.02.1956;

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

- ⑤④ Demontierbare Vielzweckpumpe oder -kompressor für Chemie-, Verfahrens-, Lebensmittel- und Vakuumtechnik
- ⑤⑦ Eine sehr anpassungsfähige Zweiwellen-Verlängerungsmaschine kann in weiten Grenzen extrem unterschiedliche Aufgaben im Bereich der Flüssigkeits- und Gasförderung erfüllen und läßt sich mit wenigen Handgriffen problemlos demontieren und komplett reinigen.

DE 198 20 622 A 1

Best Available Copy

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

## Beschreibung

In vielen Pumpenanwendungen wäre es wünschenswert, eine Maschine zu haben, die man in kürzester Zeit mit wenigen Handgriffen soweit demontieren kann, daß alle mit dem geförderten Medium in Berührung gekommenen Teile und Oberflächen frei zugänglich und mühelos durch Abspritzen oder Eintauchen zu reinigen sind. Vor allem in der Lebensmittelbranche ist es dabei von besonderer hygienischer Bedeutung, daß im demontierten Zustand keine Hinterschneidungen oder enge Spalte vorhanden sind, in denen sich irgendwelche Lebensmittelreste festsetzen und vergären können. Weiterhin macht eine solche Maschine nur dann Sinn, wenn der Demontage- und Montagevorgang so einfach auszuführen ist, daß er nach kurzer Einweisung auch von unqualifizierten Hilfskräften durchgeführt werden kann. Auf die Verwendung von Werkzeugen sollte dabei möglichst vollständig verzichtet werden. Ein letzter und ebenfalls wichtiger Punkt ist die möglichst vollständige Abwesenheit von irgendwelchen Schmierstoffen oder Fetten, die u. U. mit dem geförderten Medium in Berührung kommen könnten.

Erfindungsgemäß gelöst wird diese Problemstellung durch eine Zweiwellen-Verdrängermaschine vom Typ Schraubenspindelpumpe.

Die Schraubenspindel als Verdränger eignet sich sowohl für die Förderung von Flüssigkeiten als auch für Gase, denn die Geometrie der Verdränger kann in weiten Grenzen an die speziellen Erfordernisse angepasst werden. Durch die relativ geringe Steigung der Schraubenprofile ergibt sich eine Reihenschaltung mehrerer Dichtspalte zwischen Druck- und Saugseite innerhalb eines Gehäuses. Im Zusammenwirken mit einer günstigen Spaltgeometrie lassen sich somit die inneren Leckageverluste fast beliebig minimieren. Die damit verbundenen ungewöhnlich hohen volumetrischen Wirkungsgrade können im Pumpenbau dazu ausgenutzt werden, neben der Pump- auch gleichzeitig eine Dosierfunktion wahrzunehmen, im Kompressorbau und vor allem in der Vakuumtechnik lassen sich extrem hohe Kompressionsverhältnisse realisieren, die bisher für trockenverdichtende Maschinen unerreichbar erschienen.

Die Abgrenzung von den aus dem Schraubenverdichterbau bekannten Verdrängerprofilen besteht in der Spiegelsymmetrie der Rotoren (gleicher Durchmesser und 1:1 synchronisiert), in der zylindrischen Außenkontur der Zähne, in der relativ geringen Zahnsteigung (unter 45°) und der maximalen Zähnezahl von 2 oder höchstens drei. Außerdem müssen die Rotoren im Gegensatz zu Schraubenverdichtern nicht gegen axiale Begrenzungswände mit Steuer- und/oder Auslaßöffnungen arbeiten, um eine innere Verdichtung zu erreichen.

Ein weiteres Erfindungsmerkmal besteht darin, daß die Maschine zweiflutig ausgeführt ist. In diesem Fall üben die Druckkräfte, bzw. Druckdifferenzen keinerlei axialen und auch keine radialen Kräfte auf die Verdrängerrotoren aus. Die Lagerung muß lediglich die Gewichtskraft der Rotoren aufnehmen und im übrigen für die korrekte axiale und radiale Position der Verdränger sorgen.

Mit dieser Anordnung ist der Weg geebnet für das dritte erfindungswesentliche Merkmal, nämlich die Magnetlagerung. Die völlige Abwesenheit von jeglichen Druckkräften, die mit dem Pumpvorgang zu tun haben, begünstigt die Anwendung einer Magnetlagerung, die ja von Natur aus eine Kräftebegrenzung hat und sehr viel weicher ist als eine vergleichbare mechanische Lagerung.

Das vierte erfindungswesentliche Merkmal besteht in der elektronischen Synchronisation: Jeder der beiden Verdrängerrotoren wird über einen separaten Motor angetrieben, dessen Läufer starr mit dem Verdränger verbunden ist und

mit ihm und den Lagern eine kompakte und nicht mehr demontierbare Einheit bildet.

Um eine Berührung der Verdränger untereinander im Betrieb zu verhindern, sind die beiden Rotoren elektronisch synchronisiert, d. h. Drehzahl und Winkelstellung der Rotoren werden über Sensoren ständig elektronisch erfasst und ein Regelkreis gibt entsprechende Befehle an die beiden Frequenzumformer, mit denen beide Antriebsmotoren gespeist werden.

Eine mit diesen Erfindungsmerkmalen ausgestattete Maschine arbeitet im Normalbetrieb völlig berührungsfrei, d. h. es findet keinerlei mechanische Berührung unter den drehenden sowie zwischen drehenden und feststehenden Teilen statt. Folgerichtig gibt es auch keinerlei mechanische Verschleiß- oder Ermüdungserscheinungen innerhalb des mechanischen Teiles der Maschine, so daß deren theoretische Lebenserwartung unbegrenzt sein kann. Lediglich die Notlager, bzw. die Notsynchronisation können dann einen gewissen Verschleiß haben, wenn Störungen in den elektronischen Regelkreisen oder vollständiger Stromausfall häufige Notabschaltungen erzwingen.

In Fig. 1 ist der einfachste Fall einer erfindungsgemäß konstruierten Maschine, nämlich eine reine Flüssigkeitspumpe für mittleren Druckaufbau dargestellt.

Sie hat in dem hier dargestellten Beispiel zwei Teilungsgruppen (1 u. 2) und besteht im demontierten Zustand nur aus 5 Baugruppen:

Die beiden Läufer (3) sind identisch und nicht demontierbar und setzen sich zusammen aus dem massiven Verdrängerteil (4), den Notverzahnungsrädern (5 u. 6), dem Motorläufer (7) und der Notlagerbuchse (8).

Die beiden Endstücke der Maschine sind ebenfalls undemontierbar, identisch und enthalten zwei Notlagerzapfen (9), die beiden Magnetlager (10), den Motorständer (11), das Gehäuse (12), einen, keinen oder auch zwei Axialmagneten (13), sowie das Edelstahlformblech (14), welchen in Zusammenspiel mit Motorständer und Läufer einen sogenannten Spaltrohrmotor bildet.

Die fünfte Baugruppe ist das Mittelteil mit dem Gehäuse (15), den beiden Saugstutzen (16), dem Druckstutzen (17) und den Dichtelementen (18).

Da Flüssigkeiten inkompressibel sind, ist die Geometrie der Verdränger (4) hier besonders einfach: Das Fördergewinde hat sowohl konstante Zahnhöhe als auch konstante Steigung und damit sind auch die Arbeitskammervolumina bzw. der Hubraum längs der Rotorachse konstant. Da die engen Spalte gegenüber der Flüssigkeit sehr gut abdichten, sind nur wenige vollständige Gewindeumschlingungen zwischen Druck- und Saugseite notwendig. Für besonders hohen Druckaufbau können die Verdränger modifiziert werden, indem man Zahnhöhe, Zahnbreite und Steigung verringert. Das pro Umdrehung geförderte Hubvolumen verringert sich damit und gleichzeitig erhöht sich die Zahl der hintereinander geschalteten Dichtspalte. Der geringere Verdrängerdurchmesser kann bei gleichen Außenabmessungen des Mittelteils (15) in vergrößerte Wandstärke umgesetzt werden, womit die Pumpe insgesamt druckfester ist. Bei ansonsten unverändertem Maschinen-Endstück (Achsabstand, Antrieb und Lagerung) ergibt sich damit die Möglichkeit zu einem günstigen Baukastensystem.

Die Durchströmung erfolgt hier von außen nach innen, was gerade bei hohem Druckaufbau sinnvoll ist, da in diesem Fall nur das dickwandige Gehäusemittelteil (15) dem hohen Druck ausgesetzt ist. Der dünnwandige und daher druckempfindlichere Top des Spaltrohrmotors bzw. das gesamte Edelstahlformblech (14) sieht nur den Ansaugdruck.

Ein Kühlungsmechanismus ist nicht nötig, da keine Verdichtungswärme wie bei der Kompression von Gasen anfällt

THIS PAGE RANK (115270)

und das wenige an Reibungswärme von der gepumpten Flüssigkeit abtransportiert wird. Lediglich die Gehäuseendstücke (12) können mit Kühlrippen (19) zur Abfuhr der Ständerverluste des Motors ausgestattet werden.

Um die Genauigkeitsanforderungen an die elektronische Synchronisation nicht unnötig zu erhöhen, sollte die Notverzahnung (5 u. 6) mit vergrößertem Verzahnungs- oder Verdrehspiel gefertigt werden. Sie kann an einer oder an beiden Verdrängerstirnseiten angebracht werden und sorgt dafür, daß bei Störungen der elektronischen Synchronisation sich die Verdränger nicht berühren oder gar ineinander verkeilen können. Ein einziges Zahnradpaar im Zentrum der Verdränger ist ebenfalls möglich und spart Baulänge, hat aber den Nachteil, daß verschlissene Zahnräder nicht mehr ausgetauscht werden können. Bei der vorliegenden Konstruktion kann es sinnvoll sein, die Zahnräder (5 u. 6) aus unterschiedlichen Materialien zu fertigen. Das durch den Motorläufer (7) blockierte Zahnrad (5) ist praktisch nicht demontierbar und sollte daher aus einem gehärteten bzw. besonders verschleißfesten Werkstoff bestehen. Das Zahnrad (6) am gegenüberliegenden Ende ist dagegen relativ leicht zu demontieren bzw. zu ersetzen. Es bietet sich hier an, einen Werkstoff zu wählen, der bewußt "geopfert" wird, um das demontierbare Zahnrad zu schonen. Sicherlich ist es auch sinnvoll, die Zahngeometrie derart zu modifizieren (z. B. durch entsprechende Wahl des Moduls und Kopfkreisrücknahme), daß möglichst wenig Relativbewegung und damit auch wenig Verschleiß bei Berührung der Zahnflanken auftritt.

Analoges gilt für die Notlager, die vorzugsweise aus einem verschleißfesten Zapfen (9) und einer austauschbaren Buchse (8) aufgebaut sein können. Entsprechend dem Druckaufbau bei Flüssigkeitsförderung benötigt diese Maschine ein relativ hohes Antriebsdrehmoment mit entsprechend stark dimensionierten Motoren, die folglich auch einen ausreichend bemessenen radialen Einbauraum benötigen. Aus Platzgründen befindet sich daher jeweils nur ein Motor an jeweils einem Ende der Maschine und er ist hinter dem Magnettlager des benachbarten Läufers angeordnet.

Die hier gezeigte Maschine mit zwei Teilungsebenen hat den Vorteil, daß die Töpfe von Motoren und Lager gut zugänglich und leicht zu reinigen sind. Alternativ ist auch eine Variante in sogenannter Topfbauweise mit nur einer Teilungsebene möglichst dicht neben dem Druckstutzen denkbar, die sicherlich noch einfacher zu montieren, dafür aber etwas umständlicher zu reinigen ist. Eine nicht dargestellte Verstärkung sichert die korrekte Positionierung der Gehäuseteile.

Maschinen, die sehr häufig zerlegt werden müssen, können mit einem wegklappbaren Spannbügel (20), der vorzugsweise im gegenüberliegenden Endteil der Maschine drehbar gelagert ist und zentraler Spannschraube (21) zusammengehalten werden.

Zur Montage werden zuerst das Mittelteil und das rechte Endteil aneinandergefügt. Dann hält man beide Läufer parallel und in der richtigen Position an der Notverzahnung aneinander und schiebt sie gemeinsam in das einseitig noch offene Gehäuse hinein. Anschließend wird das fehlende linke Endteil angesetzt. Mit dem Überziehen des Spannbügels und dem Anziehen der Spannschraube ist der Montagevorgang abgeschlossen. Einzig mögliche Fehlerquelle ist eine falsche Positionierung der Rotoren untereinander. Dies kann durch Markierungen in der Notverzahnung oder durch Formelemente wie z. B. eine Doppelverzahnung, die sich nur in einer einzigen Stellung zusammenfügen läßt, verhindert werden.

In Fig. 1 ist die gesamte elektronische Ausrüstung wie Frequenzumformer, Steuerungsmodule, die Sensoren zur

Erfassung der axialen und radialen Läuferpositionen sowie die Sensoren zur genauen Erfassung der Winkelstellung aus Übersichtsgründen nicht dargestellt. Der hohe volumetrische Wirkungsgrad dieser Maschinengattung in Verbindung mit der ohnehin schon vorhandenen elektronischen Ausstattung (Drehzahl-/Drehwinkelerfassung etc.) ermöglicht ihren Einsatz auch als Dosierpumpe (z. B. für Abfüllvorgänge von flüssigen oder pasteusen Lebensmitteln etc.). Die weiter oben beschriebenen Maßnahmen zur Erhöhung der Druckfestigkeit können ebenso gut zur Verbesserung der Dosiergenauigkeit herangezogen werden.

Neben der Möglichkeit der Fernüberwachung bietet die elektronische Ausstattung eine ganze Palette von zusätzlichen Optionen an wie z. B.

- Aufspüren von Drehmomentstößen (z. B. durch inhomogenes Fördergut),
- Kontrolle der Viskosität und/oder des Differenzdrucks durch Drehmomentermittlung,
- Ermittlung von Schichten, die im Betrieb aufwachsen können durch Axial-, Radial- und Verdrehspielmessung
- Entfernen von Schichten, indem man die Läufer mit bewußt herbeigeführtem Radial- oder Axialversatz langsam gegeneinander oder gegen die Wandungen scheuern läßt.

Mit Kompressionsverhältnissen in der Größenordnung von einer Million bildet eine nach dem gleichen Strickmuster aufgebaute Vakuumpumpe das der Flüssigkeitspumpe gegenüberliegende Ende in dem breiten Anwendungsspektrum von Schraubenspindelmaschinen. Daher ist eine genauere Betrachtung dieses Anwendungsfalles von besonderem Interesse.

In Fig. 2 ist eine Vakuumpumpe dargestellt, die kompromisslos auf maximales Kompressionsverhältnis bzw. optimalen Enddruck hin ausgelegt wurde. Eine möglichst hohe Zahl von Umschlingungen bzw. von Dichtspalten zwischen Druck- und Saugseite in Verbindung mit gegenüber einer Flüssigkeitspumpe drastisch erhöhtem (ca. 10-fach!) Drehzahlniveau sind unabdingbare Voraussetzungen, um die gewünschten Leistungsdaten zu erreichen.

Das zu fördernde Gas wird hier durch eine im Zentrum der Maschine befindliche Ansaugöffnung (22) angesaugt und nach beiden Seiten hin abgepumpt. Die kontinuierlich abnehmende Zahnhöhe und auch Zahnbreite mit entsprechender Verkleinerung der Kammervolumina bewirkt eine Vorverdichtung des Gases. Neben dem günstigen Effekt, daß sich dadurch auf einer gegebenen Rotorlänge eine höhere -Stufen bzw. Umschlingungszahl unterbringen läßt, bringt die hohe Vorverdichtung (hier etwa 10:1) eine erhebliche Energieeinsparung im Enddruckbetrieb mit sich. Gleichzeitig vermindert sich damit auch der Kühlaufwand, der zur Begrenzung der auslaßseitigen Temperaturen getrieben werden muß.

Da die beiden Läufer keinerlei thermische Anbindung an die äußere Maschinenhülle haben und sich somit beliebig aufheizen könnten ist hier eine Gasumlaufkühlung installiert: Die Stirnseiten der nicht angetriebenen Läuferenden sind mit Lüfterflügeln (23) ausgestattet, womit das Läuferende die Funktion eines Radialgebläses übernimmt. Das infolge der isochoren Restverdichtung erhitzte Gas am auslaßseitigen Verdrängerende wird durch das Gebläse in die Auslaßöffnung (24) gefördert, passiert einen unter der Maschine befindlichen und hier nicht dargestellten Wärmetauscher und tritt gekühlt durch die Einstromöffnung (25) wieder in die Maschine ein. Dabei wird gleichzeitig auch der Motorläufer gekühlt.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

Gerade bei Vakuumpumpen ist ein reichlich dimensionierter Kühlmechanismus von ausschlaggebender Bedeutung, da im Enddruckbetrieb kein Gasstrom mehr durch die Ansaugöffnung (22) strömt und es ohne Kühlung daher zu einem Wärmestau am druckseitigen Ende der Verdränger kommen würde. Es kann sich als sinnvoll erweisen, den hier beschriebenen Kühlmechanismus durch eine sogenannte Voreinlaßkühlung zu unterstützen. Dabei wird kalte Raumluft oder gekühltes Auspuffgas in die Arbeitskammern dosiert eingeleitet, kurz bevor sie sich zur Auslaßseite hin öffnen. Da die Voreinlaßkühlung ein besonders billiges und einfaches Kühlverfahren ist, sind natürlich auch Varianten denkbar, die nur mit Voreinlaß gekühlt werden. Gegenüber einer kombiniert oder nur mit Gasumlauf gekühlten Maschine müssen dann aber sicherlich erhebliche Leistungseinbußen hingenommen werden.

Ein hohes inneres Verdichtungsverhältnis in Verbindung mit einer sehr wirksamen Kühlung sind die maßgeblichen Grundvoraussetzungen, um das angestrebte hohe Drehzahlniveau überhaupt zu ermöglichen.

Aus maschinendynamischer Sicht sollte der Läufer eine möglichst kurze Einspannlänge (Lagerabstand) haben, möglichst steif und möglichst leicht sein, damit die biegekritische Drehzahl ausreichend weit oberhalb der Betriebsdrehzahl liegt. Um hier keine unnötige Baulänge zu verschenken wurde daher die Notverzahnung ins Zentrum der Maschine verlegt. Da zwischen den beiden Verdrängerabschnitten ohnehin ein gewisser Saugraum vorhanden sein muß, beansprucht die Verzahnung bei dieser Anordnung keine zusätzliche Baulänge.

Mit einer maximalen Druckdifferenz von einem bar liegt der Drehmomentbedarf deutlich unter dem einer Flüssigkeitspumpe. Entsprechend kann der Motor kleiner ausfallen, was man allerdings vorrangig zur Verkürzung der Motorbaulänge ausnutzen sollte, denn auch der Motor trägt nicht unerheblich zum Lagerabstand bei.

Die Gehäusesteilung (26) kann bei dieser Maschine nur im Bereich des größten Verdrängerdurchmessers liegen. Um eine Teilung des Saugstutzens zu vermeiden wurde sie bis an die Ansaugkante des rechten Verdrängers verlegt. Damit gelten auch für diese Maschine im Prinzip die gleichen Bemerkungen, die schon weiter oben für die Flüssigkeitspumpe gemacht wurden. Unterschiedlich ist hier nur, daß das Topfgehäuse (27) nicht nur von der Verdrängerseite, sondern zur Aufnahme des Motorständers (28) auch von der Rückseite bearbeitet werden muß und daß das antriebsseitige Lager (29) in dem Gehäusedeckel (30) untergebracht ist.

Um bei hohen Ansaugdrücken eine Überverdichtung mit entsprechend überhöhtem Drehmomentbedarf zu vermeiden, sollte eine Maschine mit hohem inneren Verdichtungsverhältnis mit einem oder mehreren Überdruckventilen ausgestattet sein. Im einfachsten Fall kann dies ein einfaches Blattfeder-Rückschlagventil (31) sein. Vakuumtechnisch besser, da mit definierter Abdichtung und ohne störendes Totvolumen, dafür aber erheblich aufwendiger ist ein pneumatisch oder elektromechanisch betätigtes Kegelventil (32). Im geschlossenen Zustand verursacht es keine Störung der Wandkontur. Selbstverständlich sind diese Darstellungen nur schematisch, denn in Wirklichkeit muß das abgeblasene Gas in den Auspuff, bzw. Schalldämpfer oder Wärmetauscher geleitet werden.

Da eine reine Gasförderpumpe normalerweise nie von Flüssigkeit durchströmt wird, ist es hier auch möglich, die Magnetlager durch fettgeschmierte Kugellager zu ersetzen ohne nennenswerte Einbußen an Montierbarkeit oder Funktion. Wegen der geringen Belastung können Kugellager sehr klein sein und es bietet sich in diesem Fall sogar an, die La-

ger ein- oder sogar beidseitig innerhalb der Läufer als sogenannte Zapfenlager unterzubringen (die Notlager sind ja schon in dieser Form ausgeführt). Dabei ruht der Innenring auf einem Gehäusefesten Zapfen und der im Läufer eingepresste Außenring dreht sich mit. Neben einer durchaus wünschenswerten Verkürzung des Lagerabstandes verringert sich durch diese Maßnahme die gesamte Baulänge der Maschine.

Weiterhin soll die Möglichkeit angesprochen werden, den Läufer mehrteilig auszuführen mit Trennebenen, die vorzugsweise unmittelbar an die Notverzahnung angrenzen. Neben der Austauschbarkeit der Notzahnräder würde sich die Möglichkeit einer Gewichtsoptimierung eröffnen. Es ist aber auch denkbar, den Läufer zum Zwecke der Gewichtersparnis von der Lüfterseite aus (und evt. auch von der Motorseite aus) hohl zu bohren und die Wellenstümpfe einzupressen. Bei einer kinematisch umgekehrten Kugellagerung mit Zapfen drängt sich das Hohlbohren der Verdränger geradezu auf.

Ein kräftiger Lüfter (33) an einer oder an beiden Stirnseiten der Maschine sollte nicht nur die Verrippung von Motor- und Pumpengehäuse anblasen, sondern auch den bei einer Gasumlaufkühlung installierten Wärmetauscher.

Der Auspuff sollte möglichst an der tiefsten Stelle und bei Vorhandensein eines Wärmetauschers an dessen tiefster Stelle liegen, damit anfallendes Kondensat ablaufen kann. Auch unter dem Aspekt einer optimalen Schalldämpfung empfiehlt sich die Ausnutzung des Wärmetauschers mit seinen Strömungsumlenkungen und zusätzlichen Volumina, wobei zu beachten ist, daß der Auspuff möglichst weit entfernt von den Ein- und Ausströmöffnungen (24 u. 25) des Pumpenraumes liegen sollte.

#### Patentansprüche

1. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor als liegende Zweiwellenmaschine mit zwei schraubenspindelförmigen spiegelsymmetrischen und parallel angeordneten Verdrängerrotoren mit einer Zähnezahl von höchstens zwei oder drei in zweiflutiger Bauart **dadurch gekennzeichnet**, daß die Rotoren beidseitig magnetgelagert und elektronisch synchronisiert sind.
2. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 1 **dadurch gekennzeichnet**, daß das die Verdränger umgebende Gehäuse eine oder zwei Teilungsebenen vorzugsweise im Bereich des größten Verdrängerdurchmessers hat, daß der Verdrängerläufer gegenüber dem demontierten Gehäuse keine Hinterschnidungen hat, so daß sich die Verdrängerläufer ohne irgendwelche Hilfsmittel von Hand in die Maschine einbauen lassen.
3. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2 **dadurch gekennzeichnet**, daß das Ansaugen an den Stirnseiten der Verdränger und das Ausstoßen im Zentrum der zweiflutigen Anordnung geschieht.
4. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche **dadurch gekennzeichnet**, daß die beiden Antriebsmotoren sich an den beiden gegenüberliegenden Enden befinden und ihre Läufer mit den Verdrängern eine kompakte, korrosionsfreie und nicht demontierbare Einheit bilden.
5. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche **dadurch gekennzeichnet**, daß die Läuferseinheiten eine Notverzahnung und Notlager haben, deren Verschleißteile austauschbar sind.
6. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



sor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Motoren und/oder die Magnetlager als Spaltrohrmotor bzw. Spaltrohrlager ausgeführt sind bzw. daß die gesamte Antriebs- und Lagereinheit hermetisch dicht und korrosionsfest gegenüber dem gepumpten Medium ausgeführt ist

7. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die axiale Verspannung der zwei bzw. drei Gehäuseelemente durch einen zentralen Spannbügel mit Spannschraube erfolgt und daß die Gehäuseteile durch geeignete Vorrichtungen korrekt zueinander positioniert werden.

8. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Verdränger ein zur Druckseite hin abnehmendes Arbeitskammervolumen haben entweder durch abnehmende Zahnhöhe, abnehmende Zahnbreite oder beides.

9. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Verdränger ein zur Druckseite hin abnehmendes Arbeitskammervolumen haben und daß die Verringerung von Zahnhöhe bzw. Zahnbreite entweder kontinuierlich oder in Stufen erfolgt.

10. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß das Ansaugen im Zentrum und das Ausstoßen an den beiden Stirnseiten erfolgt.

11. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Vermeidung von Überverdichtung im Gehäuse ein Überdruckventil angebracht ist.

12. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Kühlung ein Gasumlauf installiert ist, bei dem das Gasvolumen an der druckseitigen Verdrängerstirnseite entweder ständig erneuert oder ständig umgewälzt und gekühlt wird.

13. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Kühlung ein sog. Voreinlaß installiert wird, der entweder alleine kühlt oder in Verbindung mit dem unter 12 genannten Gasumlauf die Kühlung unterstützt.

14. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Magnetlager durch lebensdauer-fettgeschmierte Wälzlager ersetzt werden.

15. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenringe von zwei oder von allen vier Lagern sich auf gehäusefesten Zapfen abstützen und sich die Außenringe mit den Läufern mitdrehen und daß die Verdrängerteile vorzugsweise hohlgebohrt sind.

16. Vakuumpumpe nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Aufrechterhaltung des Vakuums nach dem Abschalten der Saugstutzen mit einem vakuumdichten und verzögerungsfrei arbeitenden Saugstutzenventil verschlossen wird.

17. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Ausrüstung zusätzliche Funktionen wie Dosierfunktion, Druckhalte- oder Druckregelfunktion, Druck- oder Viskositätsmessung, Fernüberwachung, Ferndiagnose und Selbstreinigung etc. erfüllen kann.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

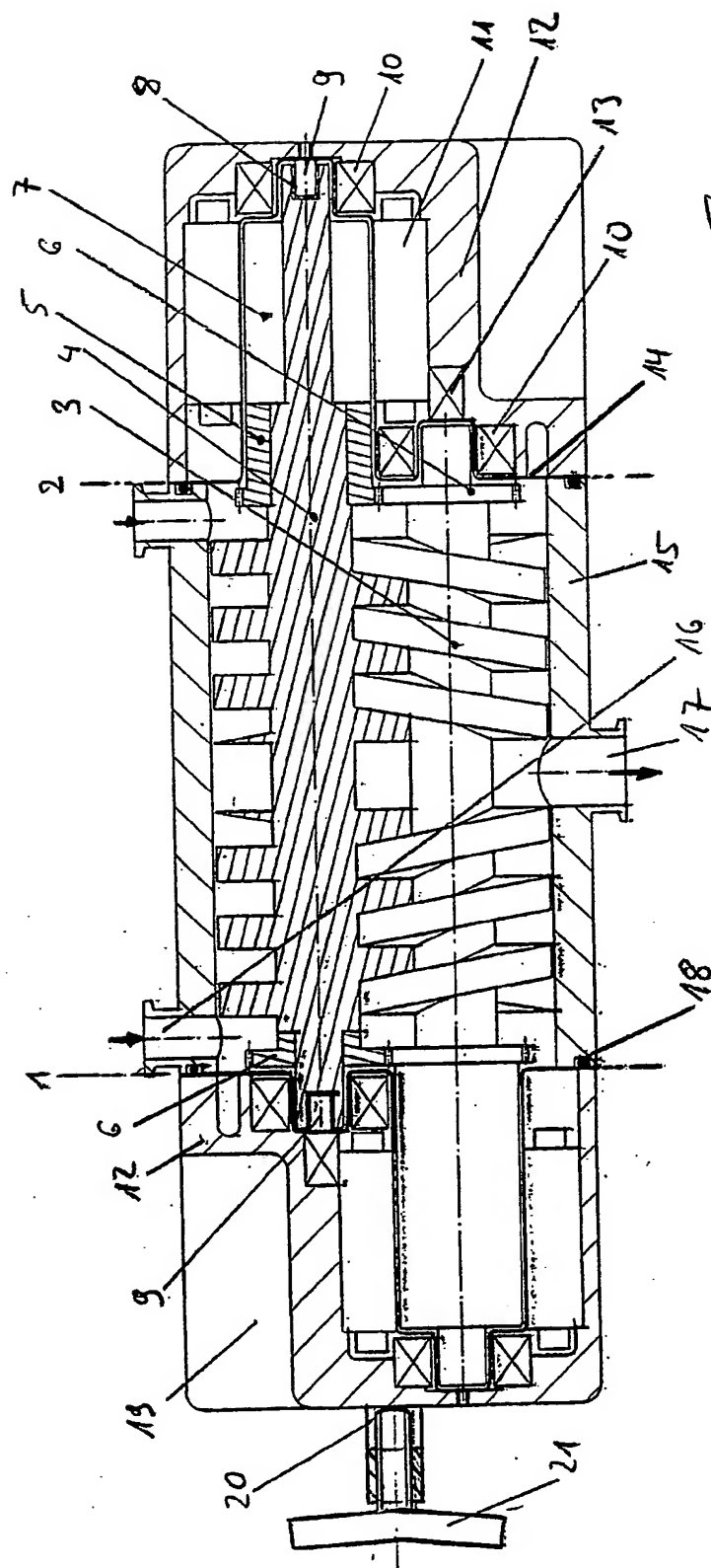
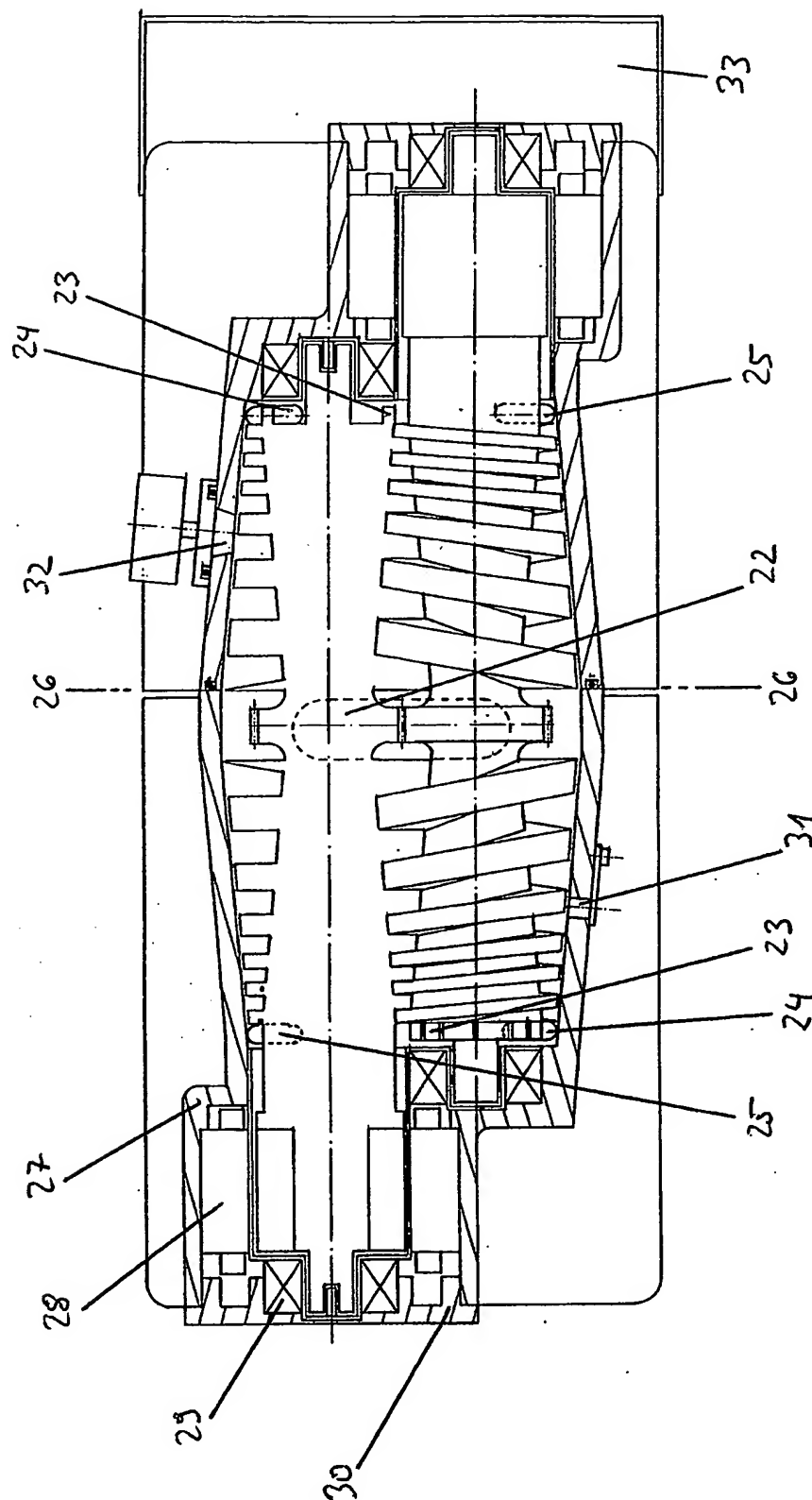


Fig. 1

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

EPODOC/EPO

PN - CH660056 A 19870313  
PD - 1987-03-13  
PR - CH19820004200 19820709  
OPD - 1982-07-09

TI - Method and device for cleaning the blades of a gas turbine during operation

AB - The method for cleaning the blades of a gas turbine during operation makes it possible to intermittently remove the incombustible fuel particles deposited on the turbine blades at any load point of the turbine. A cleaning agent is blown directly into the gas turbine blading by means of compressed air. The cleaning agent comprises grains, sands and powders of different hardness and grain size. Natural organic or synthetic substances and inorganic substances are used.

The incombustible particles deposited on the turbine blades are abraded by the flow of cleaning agent without erosion damage occurring on the blades.

The associated device essentially comprises an air cooler (12), a booster compressor (13), an air tank (14), a cleaning agent tank (16) and a metering device (17). By using the method according to the invention the economic efficiency of a gas turbine plant is improved. Use of the method according to the device is justified, in particular, in plants fired by heavy or crude oil with a high turnover of additives.

<IMAGE>

IN - BASLER BENNO ZABA TADEUSZ

PA - BBC BROWN BOVERI & CIE

EC - F01D25/00B

IC - F02C7/00 ; B24C1/00

© WPI / DERWENT

TI - Cleaning blades of gas turbine during operation - by injecting fine granular cleaning agent using air tapped from compressor, cooled, boosted and mixed with metered amounts of agent.

PR - CH19820004200 19820709

PN - CH660056 A 19870313 DW198715 005pp

PA - (BROV) BBC BROWN BOVERI & CIE AG

IC - B24C1/00 ; F02C7/00

IN - BASLER B. ZABA T.

AB - CH-660056 The method is intended for cleaning the turbine (3)

blades (10) of a gas turbine during operation. Cleaning is effected by injecting a fine granular cleaning agent (22) into the turbine blade assembly using a compressed air which is tapped from the downstream end of the air compressor (1), cooled (12), further compressed by a booster (13) and mixed with the agent, after which the air transports (23) this agent and injects (24) it in the blade assembly (10).

- The agent pref. consists of fine granular plastic with a porous structure. The particles may be coated with phosphate, silicate or poly-condensate and may be suspended in a liquid.
- ADVANTAGE - Cleaning is effected during operation under any gas turbine load condition, thus eliminating down-times. It can be carried out under manual control or automatically in response to measured deposit build-up. (1/2)

OPD - 1982-07-09

AN - 1987-101555 [15]



none

none

none

© EPD000C / EPO

PN - JP1127308 A 19890519

PD - 1989-05-19

PR - JP19870285939 19871112

OPD - 1987-11-12

TI - INJECTION MOLDING MACHINE WITH COLORANT-FEEDING  
DEVICE

IN - SHIRASE RIKURO

PA - MEIKI SEISAKUSHO KK

EC - B29C45/17G, B29C45/18C

IC - B29C45/18, B29C45/24, B29C45/62

© WPI / DERWENT

TJ - Injection moulding machine with colouring agent feeder - has  
cleaning liq. supplied to heated cylinder

PR - JP19870285939 19871112

PN - JP1127308 A 19890519 DW198926 005pp

- JP4055846B B 19920904 DW199240 B29C45/18 005pp

PA - (MEIKI) MEIKI CO LTD

IC - B29C45/18, B29C45/50

AB - J01127308 In changing the colour of a moulding, after stopping the  
supply of colouring agents from colouring agent feeders, a cleaning  
agent in liquid is supplied from a cleaning agent feeder, into a  
heating cylinder and mixed into a resin supplied from a hopper. The  
agent travels through a heating cylinder to clean the cylinder and  
screw

- ADVANTAGE - Because the colouring agent feeders and cleaning  
agent feeder are located in front of the feed zone, the molten  
colouring agent can enter the heating cylinder, allowing the  
colouring element to resist attaching to the cylinder and screw. The  
supply of the cleaning agent near a compression zone provides  
substantial cleaning of the cylinder and screw. (0/2)

OPD - 1987-11-12

AN - 1989-188777 [26]

© PAJ / JPO

PN - JP1127308 A 19890519

PD - 1989-05-19

AP - JP19870285939 19871112

IN - SHIRASE RIKURO

PA - MEIKI CO LTD

TI - INJECTION MOLDING MACHINE WITH COLORANT-FEEDING  
DEVICE

AB - PURPOSE: To cause the change of color to be quickly carried out, while cleaning effect is improved by a method in which an independent cleaning agent-feeding device is provided in addition to a colorant-feeding device, whereby the feeding of cleaning agent in the change of the color is effectively carried out.

- CONSTITUTION: Three colorant-feeding devices 30, 31, 32 and a cleaning agent-feeding device 40 are arranged on the position adjacent to the compression zone C in the front part of the feeding zone F of a raw material-feeding port 25. In shade of color may be suitably controlled by the feeding pressure of the liquid in a liquid-pressure transferring device and the transferred amount of the raw material in a raw material-feeding device 21. When the color tone is changed, the colorant feeding by the colorant feeding devices 30, 31, 32 is stopped, and a liquid cleaning agent is fed into a heating cylinder 11 by a cleaning agent-feeding device 40. While the liquid cleaning agent having been fed in the heating device 11 is mixed with the raw material being melted and is kneaded therewith, the mixture is moved forward in the cylinder, and cleans the inner surface of the heating cylinder 11 and a screw 12.

I - B29C45/18 ; B29C45/24 ; B29C45/62

O EPODOC / EPO

- PN - DE19522554 A 19970102  
PD - 1997-01-02  
PR - DE19951022554 19950621  
OPD - 1995-06-21  
TI - Compressor operative chamber surface cleaning method  
AB - The compressor has a motor housing (2) connected onto the compressor's base with a plate (3). The operative chamber's housing (4) is attached to this plate. This housing is closed at the top by a cover (5), which contains a suction opening (6). On the plate flanges (50) fix bearings (7) for a rotor (8). Impellers (9) on the rotor's periphery work with the housing's inner surface. The method involves introducing enough cleaning fluid into the chamber so that the gaps between its relatively moving surfaces are filled or bridged, either fully or partially. The fluid dissolves an essential part of the contaminants. It is introduced in gas form and condenses on the surface to be cleaned.
- IN - ROOK DIETMAR DIPL ING (DE) DAHMLOS CHRISTIAN DIPL ING (DE), STEFFENS RALF DR ING (DE)  
PA - SIHI IND CONSULT GMBH (DE)  
EC - B08B3/04 ; B08B3/08 ; F04C25/00 ; F04C29/00F  
IC - F04C29/00 ; F04C18/16 ; F04C29/10 ; B08B3/00  
O WPI / DERWENT
- TI - Compressor operative chamber surface cleaning method - involves introducing cleaning fluid between rotor and bearing surfaces moving relatively to one another  
PR - DE19951022554 19950621  
PN - DE19522554 A1 19970102 DW199706 F04C29/00 006pp  
PA - (SIHI-N) SIHI IND CONSULT GMBH  
IC - B08B3/00 ; F04C18/16 ; F04C29/00 ; F04C29/10  
IN - DAHMLOS C, ROOK D, STEFFENS R  
AB - DE19522554 The compressor has a motor housing (2) connected onto the compressor's base with a plate (3). The operative chamber's housing (4) is attached to this plate. This housing is closed at the top by a cover (5), which contains a suction opening (6). On the plate flanges (50) fix bearings (7) for a rotor (8). Impellers (9) on the rotor's periphery work with the housing's inner surface.  
- The method involves introducing enough cleaning fluid into the chamber so that the gaps between its relatively moving surfaces

none

none

none

are filled or bridged, either fully or partially. The fluid dissolves an essential part of the contaminants. It is introduced in gas form and condenses on the surface to be cleaned.

- USE/ADVANTAGE - The method is suitable for cleaning the operating surfaces of a piston compressor, especially a vacuum pump. It prevents corrosion and increases the time between service close downs.(Dwg.1/1)

OPD - 1995-06-21

AN - 1997-053312 [06]

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**